

УДК 629.113

Д.П. Рубан, канд. техн. наук, асистент

Черкаський державний технологічний університет

бул. Шевченка, 460, м. Черкаси, Україна, 18006

ruban_dimon@mail.ru

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНІКО-ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ МІСЬКОГО АВТОБУСА З ДИЗЕЛЕМ

Представлено уточнену математичну модель, що дозволяє досліджувати показники тягово-швидкісних властивостей, паливної економічності та викиди шкідливих речовин автобуса з дизелем, що має турбонаддув.

Ключові слова: математична модель, автобус, дизель, турбонаддув.

Постановка проблеми. Порівняльні випробування автобусів у експлуатаційних умовах за тягово-швидкісними властивостями (ТШВ), паливною економічністю та викидами шкідливих речовин є складним організаційно-технічним завданням. Значно простіше це зробити з використанням математичних моделей.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Одна з таких моделей використовуються при дослідженні економічних і екологічних показників автомобілів [1].

Постановка задач. Ця модель уточнена для руху автобуса “Богдан А09202” в режимах міського їздового циклу. Вона дозволяє досліджувати вплив особливостей зміни циклової подачі палива дизеля СУ4102ВZQ та передаточних чисел коробки передач та головної передачі на показники ТШВ, паливної економічності та викиди шкідливих речовин автобуса на міських маршрутах.

Матеріали і результати досліджень. Вхідними параметрами для розрахунку на математичній моделі прийнято: величина φ_v і швидкість v_v переміщення важеля паливоподачі, передаточні числа U_i та U_o відповідно коробки передач та головної передачі, час переключення передач t_{cki} і частота обертання колінчастого валу дизеля n_d , при якій водій включає більш високу передачу під час розгону.

Найбільш складним для опису є режим розгону автобуса.

Рівняння дизеля при розгоні в режимі холостого ходу від мінімальної частоти обертання $n_{xx, \min}$ до частоти обертання, при якій водій відпускає педаль зчеплення $n_{до}$ [1]:

$$\frac{dn_d}{dt} = [M_i(q_{ц}, n_d) - M_m(n_d)] \frac{30}{I_d \cdot \pi}, \quad (1)$$

де $\frac{dn_d}{dt}$ – прискорення колінчастого валу дизеля, $\text{хв}^{-1} \cdot \text{с}^{-1}$;

M_i – індикаторний крутний момент дизеля, Н·м;

M_m – момент механічних втрат дизеля, Н·м;

I_d – момент інерції двигуна, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$q_{ц}$ – циклова подача палива, $\text{мм}^3/\text{цикл}$.

За отриманими експериментальними значеннями ефективного крутного моменту дизеля і моменту механічних втрат були розраховані значення індикаторного крутного моменту M_i в залежності від циклової подачі палива для різних частот обертання [2]:

$$M_i = -74,177 + 3,8854 \cdot q_{ц} + 0,16811 \cdot n_d - 0,001074 \cdot q_{ц}^2 - 0,50949 \cdot 10^{-4} \cdot n_d^2 + 0,88595 \cdot 10^{-3} \cdot q_{ц} \cdot n_d. \quad (2)$$

Момент механічних втрат дизеля СУ4102ВZQ описаний поліноміальною залежністю [2]:

$$M_m = 127,994 - 0,04629 \cdot n_d + 2,68 \cdot 10^{-5} \cdot n_d^2. \quad (3)$$

На дизелі СУ4102ВZQ встановлено паливний насос високого тиску (ПНВТ) ZEXEL105118-7541.

Циклова подача описана поліноміальною залежністю:

$$q_u = 35,481 - 6,029 \cdot h_n + 0,054135 \cdot n_n + 0,67929 \cdot h_n^2 - 0,38303 \cdot 10^{-4} \cdot n_n^2 + 0,20915 \cdot 10^{-3} \cdot h_n \cdot n_n. \quad (4)$$

де h_n – положення рейки ПНВТ, мм;

n_n – частота обертання кулачкового вала ПНВТ, хв^{-1} ; $n_n = 0,5 \cdot n_d$.

Для всережимного регулятора дизеля СУ4102ВZQ положення рейки ПНВТ становить:

$$\begin{aligned} \text{при } n_d \geq n_m & \quad h_n = i_p \cdot (z - z_0) + h_{n_{ном}} - \Delta_{нд}; \\ \text{при } n_d \leq n_m & \quad h_n = i_p \cdot (z - z_m) + h_{n_m} - \Delta_{нд}, \end{aligned} \quad (5)$$

де z_0 і $h_{n_{ном}}$ – координати муфти і рейки в номінальному режимі, мм;

z_m і h_{n_m} – координати муфти і рейки в режимі максимального крутного моменту при n_m , мм;

$\Delta_{нд}$ – додаткове переміщення рейки під дією компенсатора наддуву, мм;

i_p – передаточне число регулятора частоти;

z – положення муфти регулятора, мм.

Положення муфти регулятора z описується диференціальним рівнянням вигляду [1]:

$$\frac{dz}{dt} = \frac{1}{v} \{P_B(z, n_n) - E_B[\varphi_B(t), z]\}, \quad (6)$$

де $\frac{dz}{dt}$ – швидкість переміщення муфти регулятора, мм/с;

v – коефіцієнт в'язкого тертя в з'єднаннях регулятора, Н · с/мм;

Відцентрова сила тягарців P_B , зведена до муфти регулятора, описана залежністю:

$$P_B(z, n_n) = (227,5 + 8,146 \cdot z) \cdot 10^{-6} \cdot n_n^2. \quad (7)$$

Відновлююча сила E_B механічного всережимного регулятора описується поліноміальною залежністю другого порядку від повороту важеля зміни паливоподачі $\varphi_B(t)$ та положення муфти регулятора z :

$$E_B = -327,29 - 1,7271 \cdot \varphi_B + 109,43 \cdot z + 0,041639 \cdot \varphi_B^2 - 7,1301 \cdot z^2 + 0,598 \cdot \varphi_B \cdot z. \quad (8)$$

При цьому:

$$\varphi_B(t) = \varphi_{Bo} + v_B \cdot t, \quad (9)$$

де φ_{Bo} – положення важеля зміни паливоподачі при частоті обертання $n_{\text{хх}}$, мін.

Особливістю уточненої математичної моделі є врахування додаткового переміщення $\Delta_{нд}$ рейки ПНВТ під дією компенсатора наддуву для дизеля з наддувом.

Залежність, отримана експериментальним шляхом, має вигляд [2]:

$$\begin{aligned} \text{при } p_{нд} \leq 14 \text{ кПа} & \quad \Delta_{нд} = 0; \\ \text{при } p_{нд} > 14 \text{ кПа} & \quad \Delta_{нд} = 0,03528 \cdot p_{нд} - 0,4939, \end{aligned} \quad (10)$$

де $p_{нд}$ – тиск наддуву, кПа.

Тиск наддуву $p_{нд}$ визначає величину додаткового переміщення рейки $\Delta_{нд}$. В режимі активного та ПХХ $p_{нд} < 14$ кПа.

Тиск наддуву описується поліноміальною залежністю другого степеня, яка має вигляд:

$$p_{нд} = 59,198 - 0,0818 \cdot n_{д} - 0,15795 \cdot M_{к} + 0,2749 \cdot 10^{-4} \cdot n_{д}^2 + 0,31715 \cdot 10^{-3} \cdot M_{к}^2 + 0,10652 \cdot 10^{-3} \cdot n_{д} \cdot M_{к}, \quad (11)$$

де $M_{к}$ – крутний момент двигуна, Н·м.

Величина крутного моменту, необхідного для забезпечення заданої швидкості на ділянці їздового циклу при заданому водієм положенні важеля зміни паливоподачі, визначається дорожніми умовами і технічними параметрами автобуса: характеристиками дороги (кут повздовжнього профілю дороги α , коефіцієнт опору коченню коліс автобуса f), власною масою автобуса M_o і масою пасажирів $M_{п}$, обраною водієм передачі U_i , коефіцієнтом опору повітря $K_{п}$ та площею лобового опору $F_{л}$.

Розв'язок цієї системи рівнянь проводиться до досягнення дизелем заданої частоти обертання $n_{до}$. При цьому $t = t_{хв}$, $\varphi_p = \varphi_{рн}$, $z = z_{нв}$, $h_n = h_{нн}$.

У цей період водій відпускає педаль зчеплення, продовжуючи переміщати важіль паливоподачі, й починається перший етап рушання автобуса з місця, при включенні зчеплення.

Цей етап описується системою рівнянь.

Дизель:

$$\frac{dn_{до}}{dt} = [M_i(q_{ц}, n_{д}) - M_m(n_{д} - M_{зч})] \frac{30}{I_{д} \cdot \pi}, \quad (12)$$

де $\frac{dn_{до}}{dt}$ – уповільнення колінчастого вала, $хв^{-1} \cdot с^{-1}$;

$M_{зч}$ – момент тертя зчеплення, Н·м.

Рівняння руху веденої частини зчеплення з урахуванням поєднаних з нею рухомих мас автобуса, приведених до зчеплення:

$$\frac{dn_{зч}}{dt} = (M_{зч} - M_{он}) \frac{30}{I_{аи} \cdot \pi}, \quad (13)$$

де $\frac{dn_{зч}}{dt}$ – прискорення веденої частини зчеплення, $хв^{-1} \cdot с^{-1}$;

$I_{аи}$ – момент інерції мас автобуса, що обертаються, приведених до зчеплення, $кг \cdot м^2$;

$M_{он}$ – момент опору руху автобуса, Н·м.

Вхідні в систему диференціальних рівнянь величини визначаються з алгебраїчних рівнянь (2-5; 7-11), значення моменту опору руху автобуса за рівнянням:

$$M_{он} = \frac{(M_o + M_{п}) \cdot (f_o \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha) \cdot r_{д} \cdot g}{U_i \cdot U_o \cdot \eta_{мп}}, \quad (14)$$

де f_o – коефіцієнт опору коченню;

α – кут повздовжнього профілю дороги, $^{\circ}$;

$r_{д}$ – динамічний радіус колеса, м;

g – прискорення вільного падіння, $м/с^2$;

$\eta_{мп}$ – ККД трансмісії.

За значенням $n_{зч}$ на кожній ділянці часу Δt можна визначити швидкість руху автобуса в цьому періоді (м/с) за залежністю:

$$v = \frac{n_{зч} \cdot \pi \cdot r_{к}}{U_i \cdot U_o \cdot 30}. \quad (15)$$

Після вирівнювання частот обертання двигуна і веденої частини зчеплення проходить другий період рушання автобуса – при включеному зчепленні. Рух автобуса описується рівнянням, яке отримано з тягового балансу:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{1}{\delta \cdot (M_o + M_{II})} \left\{ \frac{[M_i(q_u, n_d) - M_m(n_d)] \cdot U_i \cdot U_0 \cdot \eta_{mp}}{r_d} - P_f \pm P_i - P_\omega \right\}. \quad (16)$$

Коефіцієнт врахування мас автобуса, що обертаються:

$$\delta = 1 + \frac{\sum_{i=1}^n I_{ki}}{(M_o + M_{II}) \cdot r_d^2} + \frac{I_d \cdot U_i^2 \cdot U_0^2 \cdot \eta_{mp}}{(M_o + M_{II}) \cdot r_d^2}. \quad (17)$$

Розрахунок по системі рівнянь (1-18) при заданому кінцевому положенні важеля управління паливopoдачею $\varphi_{ок}$ проводиться до $\frac{dv}{dt} = 0$ або заданої частоти обертання колінчастого вала дизеля $n_{дкi}$, що визначається за залежністю:

$$n_{дкi} = \frac{30 \cdot v_{акi} \cdot U_i \cdot U_0}{\pi \cdot r_k}. \quad (18)$$

В кінці розгону $n_d = n_{дкi}$, $v = v_{акi}$.

Середні значення ефективного крутного моменту M_k і частоти обертання n_d на кожній ділянці Δt розгону можна визначити шляхом розв'язку системи диференціальних рівнянь, що описують розгін автобуса на різних етапах. Інші показники роботи дизеля (витрата повітря, палива, викиди шкідливих речовин) описуються залежно від цих параметрів поліномами другого порядку:

$$y = A_0 + A_1 \cdot n_d + A_2 \cdot M_k + A_{11} \cdot n_d^2 + A_{22} \cdot M_k^2 + A_{12} \cdot n_d \cdot M_k. \quad (19)$$

Загальні викиди шкідливих речовин і витрата палива за весь період розгону визначається підсумовуванням мас шкідливих викидів і витрати палива на окремих ділянках.

При розгоні дизеля в режимі холостого ходу зазначені величини визначаються по швидкісній характеристиці холостого ходу й описуються поліномом:

$$y = A_0 + A_1 \cdot n_d + A_{11} \cdot n_d^2. \quad (20)$$

Показники дизеля й автобуса при русі з постійною швидкістю та уповільненням визначити значно простіше [3]. Коефіцієнти поліноміальних залежностей (19-20) отримано в результаті моторних випробувань дизеля СУ4102ВZQ [2].

Вихідними параметрами розрахунку на математичній моделі є витрата палива, віднесена до 1 пасажиро-км, масові викиди шкідливих речовин, віднесені до 1 км пройденого шляху, показники ТШВ (швидкість та час руху) на кожній ділянці їздового циклу, а також сумарні масові викиди шкідливих речовин, котрі зведені за допомогою коефіцієнтів відносної агресивності до викидів оксиду вуглецю CO .

Висновки. За допомогою уточненої математичної моделі можна досліджувати вплив різних факторів на ТШВ, паливну економічність та викиди шкідливих речовин автобуса на міських маршрутах. Сюди належать фактори, що визначають конструктивні особливості автобуса і його дизеля, дорожні фактори, фактори, що визначають вплив водія.

Бібліографічний список використаної літератури

1. Гутаревич Ю. Ф. Снижение вредных выбросов и расхода топлива двигателями автомобилей путем оптимизации эксплуатационных факторов: дис. ... д-ра техн. наук: 05.04.02, 05.22.10 "Тепловые двигатели", "Эксплуатация автомот. трансп." / Ю. Ф. Гутаревич. – К., 1986. – 538 с.
2. Рубан Д. П. Поліпшення показників техніко-експлуатаційних властивостей автобусів малого класу: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02 / Д. П. Рубан; Нац. транспорт. ун-т. – К., 2012. – 145 с.
3. Захарчук В.И. Математическая модель транспортной машины с дизелем при безрегуляторном управлении топливopoдачей / В.И. Захарчук. – Луцк: 1993. – 15 с. – Рукопись представлена ЛІИИ, Деп. ГНТВ України 12.11.93 г., № 2237.

Надійшла до редакції 11.06.2013 р.

Рубан Д.П. Математическая модель для исследования технико-эксплуатационных показателей городского автобуса с дизелем

Представлено уточненную математическую модель, которая позволяет исследовать показатели тягово-скоростных свойств, топливной экономичности и выбросы вредных веществ автобуса с дизелем, который имеет турбонаддув.

Ключевые слова: математическая модель, автобус, дизель, турбонаддув.

Ruban D.P. The mathematical model technical properties improvement of urban buses which diesel engines

Is submitted the specified mathematical model, which allows to investigate parameters of the tractive and speed properties and fuel efficiency parameters as well as harmful substances emissions of the bus with a diesel engine, which has turbo-supercharging.

Keywords: mathematical model, bus, diesel, turbo-supercharging.